

法政大学学術機関リポジトリ  
HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

# 非軸対称Endwallによるタービン翼列内の二次流れの低減：壁面静圧分布に基づく凹凸形状の設計

著者	任 憲鵬
出版者	法政大学大学院理工学研究科
雑誌名	法政大学大学院紀要．理工学・工学研究科編
巻	59
発行年	2018-03-31
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10114/14175">http://hdl.handle.net/10114/14175</a>

# 非軸対称 Endwall によるタービン翼列内の 二次流れの低減 -壁面静圧分布に基づく凹凸形状の設計-

REDUCTION OF SECONDARY FLOW IN TURBINE CASCADE  
BY NON-AXISYMMETRIC ENDWALL CONTOURING  
-DESIGN OF CONCAVE AND CONVEX CONTOURING BASED  
ON STATIC PRESSURE DISTRIBUTION ON PLANAR ENDWALL-

任憲鵬

Xianpeng REN

指導教員 辻田星歩 教授

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

In a turbine cascade, the secondary flow related to the passage vortex is the main reason for the aerodynamic loss generation and gives rise to the deterioration of the efficiency of gas turbine. The secondary flow loss caused by the passage vortex can be weakened by locally reducing the pitch-wise pressure gradient only in the vicinity of the endwall. In this study, the non-axisymmetric endwall contouring was investigated by using a linear turbine cascade test rig. The data which is used to assess the effectiveness of the endwall was measured by the five-hole Pitot tube and the endwall static pressures taps. The results showed that the present non-axisymmetric endwall was effective to reduce the pitch-wise pressure gradient and the cross flow near the endwall constituting the passage vortex.

**Key Words** : Non-Axisymmetric Endwall, Gas Turbine, Linear Turbine Cascade

## 1. 結論

現在、世界各国において経済活動が盛んに行われ、経済発展に欠かせない動力や電力を得るためには、大量の化石燃料を使用する原動機が使われている。このため、不完全燃焼による粒子状の環境汚染物質や有毒ガス、地球温暖化の原因とされる二酸化炭素などが排出され、世界規模の環境問題が近年深刻化している。さらに現代の社会は様々な分野で大量の化石燃料を消費しており、これに伴う環境問題だけではなく資源の枯渇が懸念されている。これらの問題に対応するために、風力、太陽光エネルギーなどの再生可能な環境に優しいエネルギーが注目を浴びているが、これらの天候依存型のクリーンエネルギーは供給が不安定であるため、主要なエネルギー源として使うことは現状の蓄電技術では難しい。そのため、化石燃料を使用する原動機の低燃費化や環境負荷を低減する技術の研究が各国で行われており、特に産業用ガスタービンや航空用ジェットエンジンの高性能化に関する研究が急務となっている。

産業用ガスタービンや航空用ジェットエンジンの性能を向上させる方法の一つに、その主要構成要素の軸流ター

ビンの空気力学的性能の向上がある。軸流タービンの翼列内では、空気力学的損失生成の主要因となる馬蹄形渦や流路渦などの二次流れが発生する。したがって、タービンの空力性能の向上を図るには、その二次流れを低減させる必要がある。特に損失生成に与える影響が大きい流路渦は、翼間圧力勾配と Endwall 上の境界層流に作用する流路の曲率に起因する遠心力との不均衡によって生じる。その低減方法の一つとして、タービン翼付根側(Hub 側)の Endwall 上に三次元的な凹凸形状の曲面を施すことにより、Endwall 付近の翼間圧力勾配を局所的に制御する非軸対称 Endwall がある。

非軸対称 Endwall[1-4]とは、タービン翼列の Hub 側の Endwall 面上の圧力面側に凸形状、負圧面側に凹形状を施すことにより、空気力学的損失を生む流路渦などの二次流れの発生原因となる Endwall 付近の翼間圧力勾配を低減する方法である。しかしながら、この非軸対称 Endwall の形状は、凹凸を施す位置や範囲およびその高さと曲率などの多くの幾何学的パラメータによって規定される。したがって、流路渦低減に最も効果的な最適 Endwall 形状を究明す

るには、これらの幾何学的パラメータが Endwall 上の圧力分布や二次流れに与える影響を明らかにする必要がある。

本研究では、平面 Endwall 壁面静圧分布に基づいて、非軸対称 Endwall 形状を設計するためのコントロール関数を提案した。また、それを用いて設計された非軸対称 Endwall を適用した直線タービン翼列に対して、Endwall 上の静圧分布の測定、5 孔ピトー管による翼間流路内部の流動測定および油膜法による固体壁面上のせん断流の可視化実験を行うことにより、その適用による効果を検証し、更なる形状最適化のための知見を収集した。

## 2. 実験装置

本研究で使用した実験装置の全体図を Fig.1 に示す。送風機により吸い込まれた空気は風洞、ノズル、整流格子、測定セクションを通過後、大気に放出される。また、Fig.2 に測定セクションの概略図を示す。直線翼列モデルは測定セクションの底側から挿入し固定する。測定セクションの入口側と出口側には翼列への入射角と翼列下流の流出角を設定するための案内板を設置した。測定セクション上部には天井走行型トラバース装置が設置されている。測定セクション上面の第 1 軸方向の可動壁は送風機からの空気の流入方向に垂直な方向に移動し、その上に設置された第 2 軸方向のトラバース装置は送風機からの空気の流入方向に移動し、さらにその上に設置された第 3 軸方向のトラバース装置は翼スパン方向へ 5 孔ピトー管を移動させる。

## 3. 翼列形状

### (1) タービン翼

本研究で用いた供試タービン翼形状を Fig.3 に、その仕様を Table 1 に示す。同翼は転向角  $113.3^\circ$  の軸流タービン動翼であり [5]、翼根元(Hub)から翼先端側(Tip)まで同形状の二次元翼である。また、翼の製作には三軸加工機を使用した。また、翼先端側(Tip)には翼端の漏れ流れを防止するためにフェルトが貼り付けられている。

### (2) Endwall

本研究で使用した Type 1～Type 3 の 3 種類の Endwall の壁面起伏を示す等高線分布を Fig.4 に示す。Type 1 は基準となる平面 Endwall である。Type 2 は Type 1 の壁面静圧分布に基づいて、高圧領域に凸形状、低圧領域に凹形状を施した非軸対称 Endwall であり、凸形状最高点が  $Z/C_{ax}=0.36$  にある圧力面上（最高圧力点の位置）に、凹形状最低点が  $Z/C_{ax}=0.81$  にある翼負圧面上（最小圧力点の位置）に位置するように設計した。ここで、 $Z/C_{ax}$  は翼前縁を 0.0、翼後縁を 1.0 とした軸方向無次元距離である。なお凹凸の起伏の最大値と最小値は Type 1 の Endwall を基準面として、翼高さ  $H$  の  $\pm 5\%$  に相当する  $\pm 4.35$  mm とした。また Type 3 は凹凸形状起伏の最大値と最小値が Type 2 より 1 % 小さい 4% の非軸対称 Endwall である。

タービン翼を各 Type の Endwall へ取り付け方法については、翼と Endwall にねじ穴と位置決め用のピンの穴を空

け、そのピンで位置を決め、ねじで翼と Endwall を固定した。Endwall に 6 枚の翼を差し込んだ直線翼列モデルの写真を Fig.5 に示す。この翼列の翼間内および下流の流動現象を測定した。

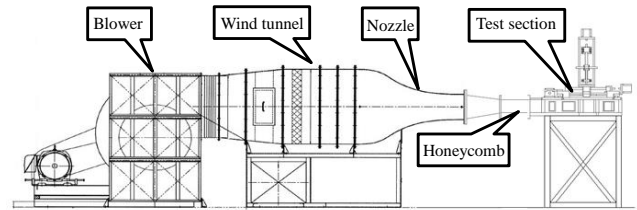


Fig.1 Experimental apparatus

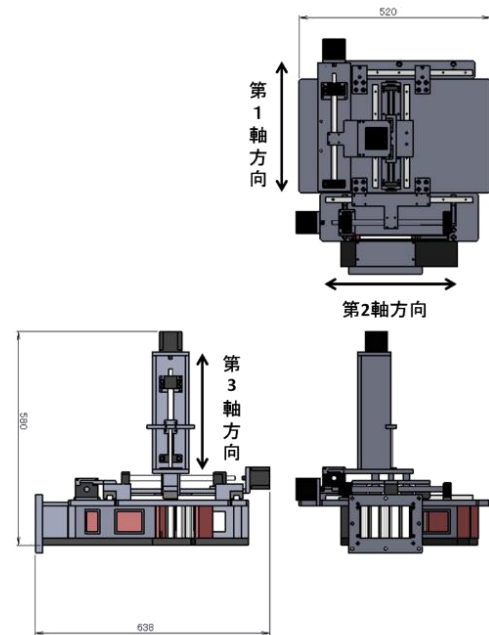


Fig.2 Test section

Table 1 Specification of test cascade

翼弦長 $C$ [mm]	44.3
軸弦長 $C_{ax}$ [mm]	42.3
翼高さ $H$ [mm]	87
アスペクト比 $H/C$	1.96
翼枚数 $N$	6
翼ピッチ $S$ [mm]	36.85
翼流入角 $\alpha_1$ [deg.]	49.8
翼流出角 $\alpha_2$ [deg.]	63.5
ガス流入角 [deg.]	43.6

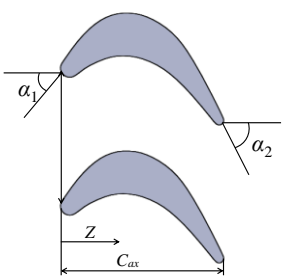


Fig.3 Test cascade

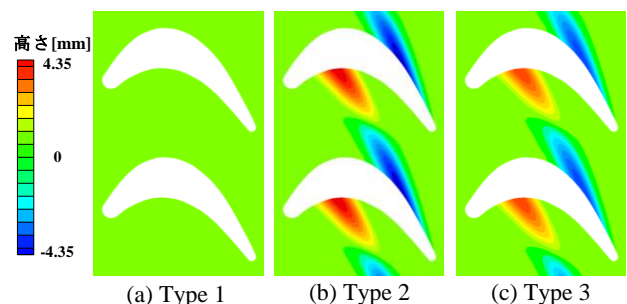


Fig.4 Contour of endwalls

## 4. 実験方法

### (1) 実験条件

本実験においては、作動流体は空気であり、試験流速は測定セクション入口に設置したJIS型ピトー管を用いて35 m/sに設定した。このとき翼列出口流速と翼弦長に基づくレイノルズ数は $1.41 \times 10^5$ である。

### (2) 5孔ピトー管による翼列内部流れの測定

5孔ピトー管による内部流動の測定は、翼間内のP1からP6および翼列下流のP7の合計7断面で行った。各測定断面の軸方向位置をFig.6およびTable 2に示す。各測定断面における測定点数は、スパン方向については平面Endwallと非軸対称Endwallの平坦な部分では57点とし、凹凸形状の部分ではその形状に合わせて点数を増減させた。ピッチ方向については、翼列下流では翼列1ピッチの長さを満たす25点とし、翼間内の各断面では空間部分のピッチ方向距離に合わせて調節した。各測定断面での測定点数をTable 2に示す。各測定点間の距離は1.5 mmとし、凹凸付近のスパン方向については1.0 mmとした。

内部流動の測定は、圧力センサを接続した5孔ピトー管をトラバース装置に固定し、自動計測プログラムによりトラバースさせて行った。凹凸形状近傍については形状が複雑なため手でトラバースを行った。

### (3) Endwall面静圧の測定

Endwall面静圧の測定は、Fig.7およびTable 3に配置を示すL1からL7の合計7列の測定孔を用いて行った。なお、静圧孔のピッチ方向の間隔はピッチ方向無次元距離 $X/S=0.065$ とした。各静圧孔に差し込んだステンレスチューブに接続された圧力センサにより測定した。圧力センサを接続していない静圧孔は蓋をすることにより、漏れを防止した。

### (4) Hub側Endwall上の流跡線の可視化

Endwall上のせん断流の可視化に用いた油膜は流動パラフィン、二酸化チタン、オレイン酸からなる混合物であり、それらの質量混合比は1:1:1である。混合した油膜をHub側Endwall上に均一に塗布した後、送風機を30分間運転し、形成された油膜のパターンをデジタルカメラにより記録した。

## 5. データの解析方法

### (1) 静圧係数の定義

主にEndwall面静圧の測定結果を評価するパラメータとして、静圧係数 $C_{ps}$ を以下の式で定義した。

$$C_{ps} = P_s / (0.5 \times \rho \times V_{m_{out}}^2) \quad (1)$$

ここで、 $P_s$ は各静圧孔で測定した静圧、 $\rho$ は空気の密度、 $V_{m_{out}}$ は翼列出口断面平均流速である。

### (2) 全圧損失係数の定義

翼列内の流れ場の空力損失の状態を評価するパラメータとして、全圧損失係数 $C_{pt}$ を以下の式で定義した。

$$C_{pt} = (P_{tin} - P_t) / (0.5 \times \rho \times V_{m_{out}}^2) \quad (2)$$

ここで、 $P_{tin}$ は測定セクション入口における全圧、 $P_t$ は測定全圧である。

### (3) 二次流れ運動エネルギー係数の定義

翼列内の流れ場の二次流れの強さを評価するパラメータとして、二次流れ運動エネルギー係数 $C_{sk}$ を以下の式で定義した。

$$C_{sk} = (V_{Si} / V_{m_{out}})^2 \quad (3)$$

ここで、 $V_{Si}$ は二次流れ速度ベクトルの成分である。

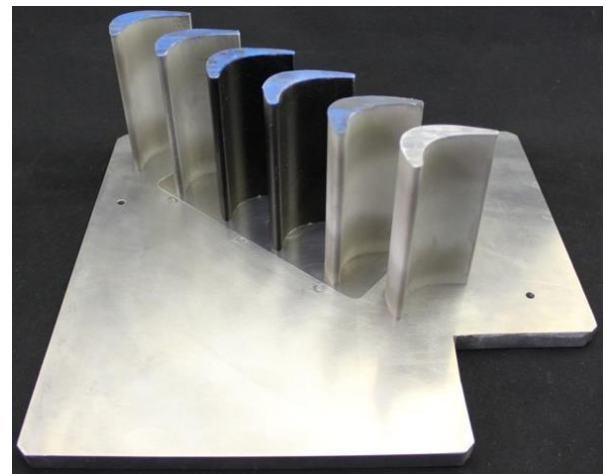


Fig.5 Linear turbine cascade

Table 2 Locations of measured planes and number of measured points

測定断面	断面位置 ( $Z/C_{ax}$ )	測定点数 ( $N_x \times N_y$ )
P1	0.0	684(12×57)
P2	0.2	741(13×57)
P3	0.4	684(12×57)
P4	0.6	684(12×57)
P5	0.8	684(12×57)
P6	1.0	1083(19×57)
P7	1.1	1425(25×57)

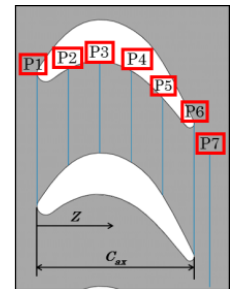


Fig.6 Distribution of measured planes

Table 3 Locations and number of static pressure taps on endwall

列	列の位置( $Z/C_{ax}$ )	静圧孔の数
L1	-0.205	19
L2	0.015	13
L3	0.235	11
L4	0.445	10
L5	0.675	10
L6	0.895	12
L7	1.115	23

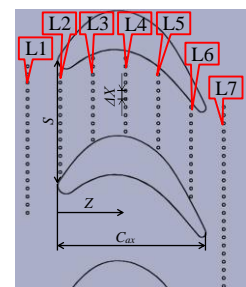


Fig.7 Distribution of static pressure taps on endwall

## 6. 実験結果および考察

### (1) Endwall 面静圧の測定結果

Fig.8(a)に平面 Endwall (Type 1), (b)に非軸対称 Endwall (Type 2), (c)に非軸対称 Endwall (Type 3)の Endwall 面における静圧係数  $C_{ps}$  分布を示す。また, Fig.9(a)に Type 2, (b)に Type 3 の Endwall 面における静圧差係数  $\Delta C_{ps}$  の分布を示す。ここで,  $\Delta C_{ps}$  は各非軸対称 Endwall 面における静圧係数  $C_{ps}$  分布から平面 Endwall の同分布を同じ位置において差し引いた値として定義される。したがって, 正の  $\Delta C_{ps}$  は平面 Endwall より圧力が上昇し, 負の  $\Delta C_{ps}$  は低下していることを示している。なお, これらの図において PS は翼圧力面, SS は翼負圧面を示しており, 各図の上側が翼列上流側に対応している。また図中の L1 から L7 は各静圧測定孔の軸方向位置を示している。Fig.10(a)に L3, (b)に L4, (c)に L5, (d)に L6 における静圧係数  $C_{ps}$  のピッチ方向分布を示す。なお, 各軸方向位置において, 横軸の  $X/S$  は, 負圧面を原点とするピッチ方向無次元距離で, 0.0 が翼負圧面, 1.0 が翼圧力面の位置を示している。

Fig.8(a)より, 平面 Endwall (Type 1)では静圧が最も高い領域が圧力面の翼転向部より僅かに上流の位置 ( $Z/C_{ax}=0.36$ )に, また最も低い領域が負圧面側の翼転向部の下流の位置 ( $Z/C_{ax}=0.81$ )に分布している。その結果, 流路方向中央の L4 および L5 付近においてピッチ方向の圧力勾配が最も大きくなっていることが分かる(Fig.10(b), (c))。一方, Type 2 では Type 1 に比べて圧力面側の転向部付近においては圧力が減少し, 負圧面側の下流側の位置付近 ( $Z/C_{ax}=0.81$ )においては圧力が増加していることが分かる(Figs.8(b), 9(a))。その結果, 特に L5 においてピッチ方向の圧力勾配が低減している(Fig.10(c))。また, Type 3 でも同様に Type 1 に比べて圧力面側の転向部付近において圧力が減少し, 負圧面側の下流位置付近 ( $Z/C_{ax}=0.81$ )において圧力が増加している(Figs.8(c), 9(b))。圧力面側での圧力減少の理由は, 作動流体が翼圧力面側に施した凸曲面に沿って流れることにより, 流体粒子に作用する曲率半径方向の遠心力に釣り合う負の圧力勾配が曲率中心方向に生じることにより, 凸曲面の頂点において圧力が低下したためと考えられる。一方, 負圧面側での圧力上昇の理由は, 作動流体が翼負圧面側に施した凹曲面に沿って流れることにより, 流体粒子に作用する曲率半径方向の遠心力に釣り合う負の圧力勾配が曲率中心方向に生じることにより, 凹曲面の底部において圧力が上昇したためと考えられる。以上の結果から, 本研究で設計した凹凸形状を用いて壁面静圧を制御することができたと云える。

また, Type 2 では Type 1 に比べて, 圧力面側の転向部付近では圧力が低減しているが(Fig.9(a)), それを挟む L3 及び L5 付近では, 僅かであるが圧力を上昇させている(Figs.9(a), 10(a), (c))。また, Type 3 についても圧力面側の圧力分布に同様の傾向がみられる(Figs.9(b), 10(a), (c))。これらの圧力増加域の存在位置は平面から連続的に凸曲面に変化する境界の位置に対応していることから, その境界

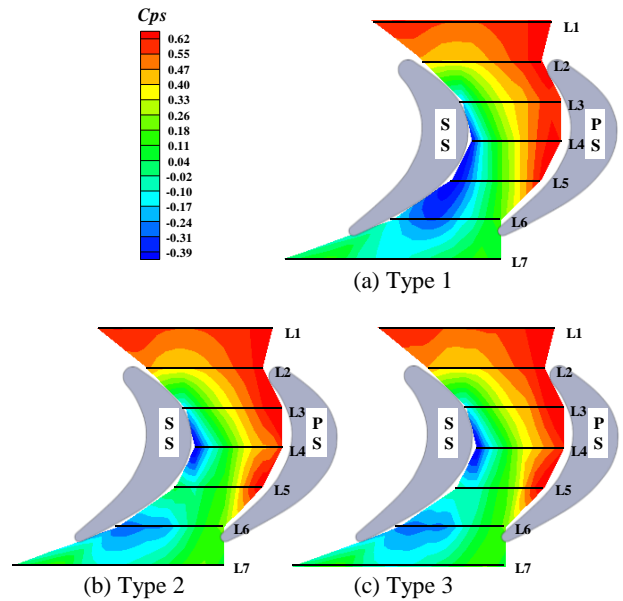


Fig.8 Distribution of  $C_{ps}$  on endwalls

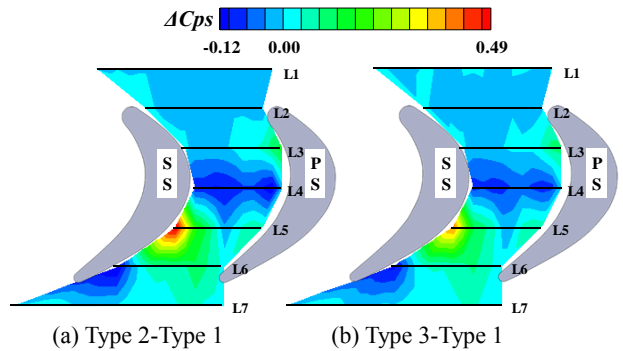


Fig.9 Distribution of  $\Delta C_{ps}$  on non-axisymmetric endwalls

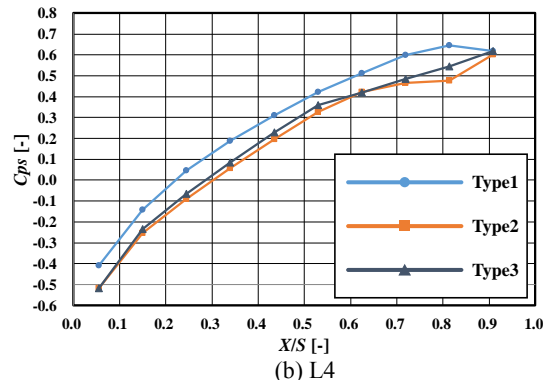
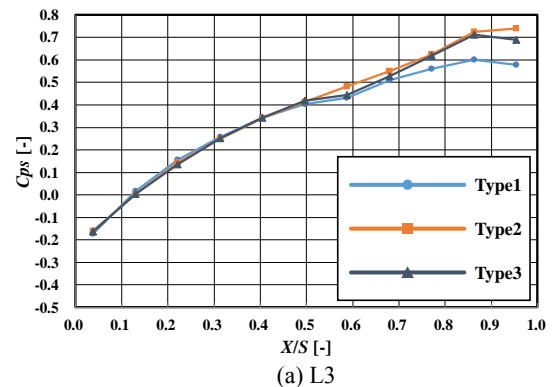


Fig.10 Pitchwise distribution of  $C_{ps}$  on endwalls (1/2)



に沿う付近では Endwall 形状が凹曲面状になっているため Type 2 と Type 3 の方が、圧力が上昇したと考えられる。一方、逆の傾向として、負圧面に凹曲面を有する Type 2 と Type 3 では、平面と凹曲面の境界が存在する L4 と L6 において平面と比べて圧力が減少している領域が確認できる(Figs.9(a), (b), 10(b), (d)). これは、その境界に沿う付近の Endwall 形状が凸曲面状になっているためと考えられる。したがって、Endwall の圧力制御効果を想定して設計した凹凸曲面と平面との境界においては想定とは逆の効果が生じることが分かる。

以上の結果から、本研究で提案した凹凸形状の曲面を有する非軸対称 Endwall は、凹凸曲面の最低点と最高点を結ぶ付近では、翼間圧力勾配を低減させることができる。また、非軸対称 Endwall の形状最適化には、凹曲面と平面、凸曲面と平面のそれぞれの境界部分の曲率により、想定した効果とは逆の圧力変化が生じるため、凹凸形状の分布範囲を考慮する必要があることが分かった。

## (2) Endwall I 面及び翼負圧面の Hub 側の油膜法による流れの可視化結果

Fig.11(a), (b), (c)にそれぞれ Type 1, Type 2, Type 3 の Hub 側 Endwall 面の油膜法による流れの可視化結果を示す。なお、これらの図において、上側が翼列上流側に対応している。また、Fig.12(a), (b), (c)にそれぞれ Type 1, Type 2, Type 3 の翼負圧面上 Hub 付近の油膜法による流れの可視化結果を示す。Fig.12 は全て送風機運転中に後縁側から撮影した動画の一コマであり、左側が SS, 右側が隣接翼の PS にあたる。

Fig.11(a)より、翼間内の上流側で負圧面へ偏向する流れの流跡線が確認できる。Type 2 では同領域(Fig.11(b))において、Type 1 と比べてより強い偏向流が発生している。これは Type 2 の L3 の圧力面付近の圧力が Type 1 より増加し(Figs.9(a), 10(a)), L4 の負圧面付近の圧力が Type 1 より低下することにより(Figs.9(a), 10(b)), 両付近の圧力勾配が強くなるため、流れの偏向がより強くなったと考えられる。また、Type 3 の同領域についても、同様の傾向が確認できる(Fig.11(c)).

Fig.12(a)から、Type 1 の負圧面上に流路渦に起因する Hub 側 Endwall から Midspan へ向かう流れと流路渦のはく離線が確認できる。Type 2 でも同様な流れが観測されるが、Endwall と流路渦のはく離線に挟まれる Endwall から Midspan へ向かう流れの領域内に Type 1 では見られない同方向へ向かう油だまりの筋が後縁付近で確認できる(Fig.12(b)). 同様の油だまりの筋が Type 3 でも形成されているが(Fig.12(c)), その領域が Type 2 のものより僅かに縮小しているのが確認できる。この現象は、凹曲面内の境界層流体が凹曲面領域の下流端側から流出し、流路渦に引き込まれるために生じると考えられる。また、油だまりの筋が Type 3 の方が縮小した原因は、Type 3 の凹曲面の底が浅いため、Type 2 と比べるとより上流側で流路渦に引き込まれていると推測される。

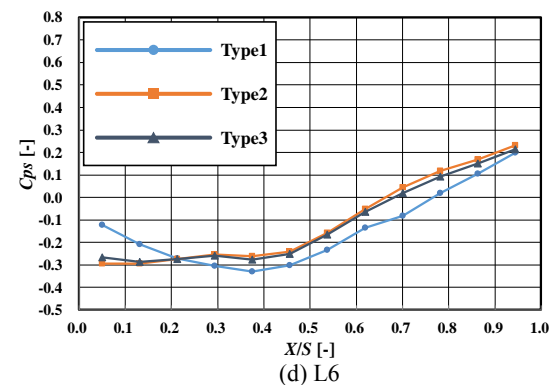
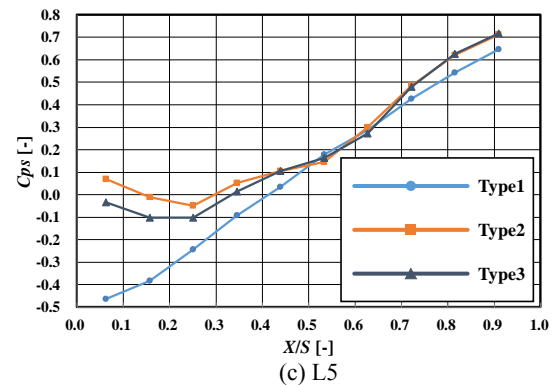


Fig.10 Pitchwise distribution of  $C_{ps}$  on endwalls (2/2)



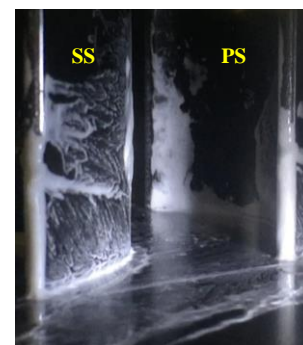
(a) Type 1



(b) Type 2

(c) Type 3

Fig.11 Oil flow visualization on endwalls



(a) Type 1

Fig.12 Oil flow visualization on the hub side of SS near the trailing edge (1/2)

以上の結果より、本研究で提案した凹凸形状の曲面を有する非軸対称 Endwall は、前述の翼間圧力勾配の低減効果により流路渦を構成する翼間内の下流側の Endwall 上の横断流を弱めることが分かった。また、凹曲面領域内の境界層流体は主にその領域の下流端側から流出すると同時に流路渦に引き込まれ、この現象は凹曲面の底の深さに影響を受けることが分かった。

### (3) 5 孔ピトー管による翼列内部流れの測定結果

Fig.13~14, Fig.15~16, Fig.17~18, Fig.19~20 にそれぞれ P4( $Z/C_{ax}=0.6$ ), P5( $Z/C_{ax}=0.8$ ), P6( $Z/C_{ax}=1.0$ ), P7( $Z/C_{ax}=1.1$ )における全圧損失係数  $C_{pt}$  および二次流れ速度ベクトル, 二次流れ運動エネルギー係数  $C_{sk}$  分布を示す。なお、各図の (a)が Type 1, (b)が Type 2, (c)が Type 3 における測定結果である。これらの図は全て下流側から観測した翼間流路断面の様子であり、左側が SS, 右側が PS にあたる。また、各図の縦軸  $Y/H$  は翼高さ  $H$  で無次元化した Hub を原点とするスパン方向無次元距離であり、0.5 が Midspan の位置を示している。Fig.21(a), (b), (c), (d)にそれぞれ P4, P5, P6, P7 における各 Type の全圧損失係数  $C_{pt}$  のピッチ方向質量平均値  $C_{pt,p}$  のスパン方向分布を示す。Fig.22(a), (b), (c), (d)にそれぞれ P4, P5, P6, P7 における各 Type の二次流れ運動エネルギー係数  $C_{sk}$  のピッチ方向質量平均値  $C_{sk,p}$  のスパン方向分布を示す。また、Fig.23 に P6, P7 における全圧損失係数の断面(Hub から Midspan まで)質量平均値  $C_{sk,m}$  を示す。

翼間転向部の僅かに下流側に位置する P4 において、Type 1 では Hub 側 Endwall 近傍に境界層による高損失領域が形成されている(Fig.13(a))。Type 2 では Type 1 に比べてその高損失領域が縮小している(Figs.13(b), 21(a))。また、Type 3 ではこの高損失領域の縮小割合が Type 2 と比べて小さい(Figs.13(c), 21(a))。これらの縮小は、前述の翼間圧力勾配の低減効果が流路渦を構成する Endwall 上の横断流を弱めたためと考えられる。このことは、Type 2, 3 の Hub 壁面近傍の流路渦が Type 1 と比べると弱くなっていることによって裏付けられる(Figs.13, 14, 22(a))。

翼間の下流側に位置する P5 においても、Type 間の比較において P4 と同様な傾向を示しており、Type 1 では Hub 壁面近傍に高損失領域が形成されている(Fig.15(a))。Type 2 では Type 1 に比べてその高損失領域が縮小しており(Figs.15(b), 21(b))、Type 3 ではその縮小割合が Type 2 と比べて小さい(Figs.15(c), 21(b))。これらの縮小も、Type 2, 3 の Hub 壁面近傍の流路渦が Type 1 と比べると弱くなっていることから(Figs.15, 16, 22(b))、翼間圧力勾配の低減効果が流路渦を弱めたためと考えられる。

Fig.17(a)および Fig.19(a)から、翼後縁(P6)、翼列下流(P7)においても、翼間内と同様な傾向を示している。Type 1 の Hub 壁面近傍に高損失領域が形成され、その高損失領域の縮小割合は、Type 2 (Figs.17(b), 21(c), Figs.19(b), 21(d))と比べて Type 3 の方が小さい(Figs.17(c), 21(c), Figs.19(c), 21(d))。流路渦についても Type 2, 3 の方が Type 1 より弱くなっ

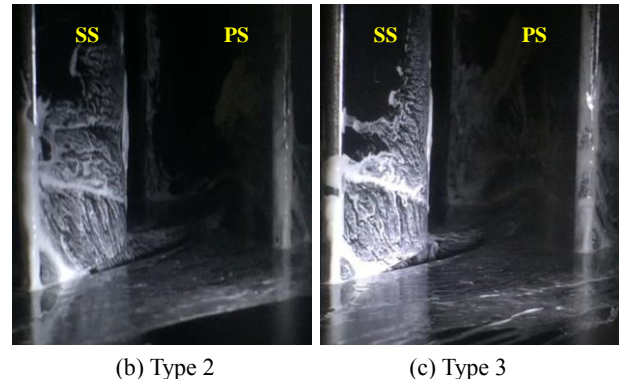


Fig.12 Oil flow visualization on the hub side of SS near the trailing edge (2/2)

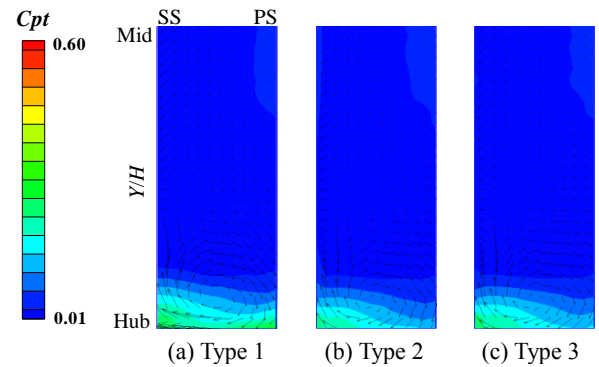


Fig.13 Distribution of  $C_{pt}$  and Secondary velocity vector (P4)

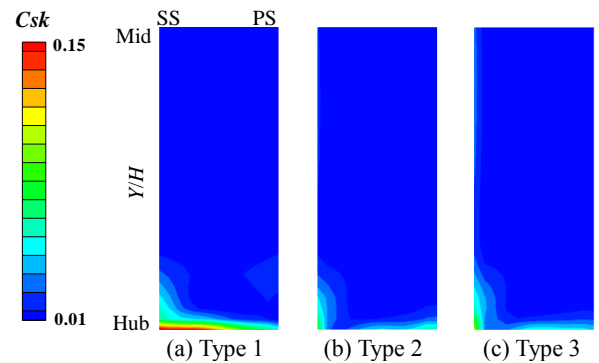


Fig.14 Distribution of  $C_{sk}$  (P4)

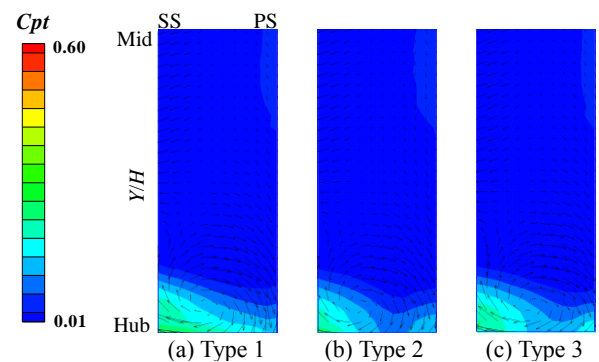


Fig.15 Distribution of  $C_{pt}$  and Secondary velocity vector (P5)

いる(Figs.18, 20, 22(c), (d))。

Type 2 の翼列下流側での P7 において、Type 1 と比べると、負圧面 Hub 側に大小二つの高損失領域が形成されていることが確認できる(Fig.19(b))。しかし、同位置の二次流れ

の形成状態に大きな違いが見られない(Fig.19(a), (b)). この二つの高損失領域の大きい方は Type 1 と同様と考えられるが、小さい方が油膜法の可視化実験で見られる負圧面側の凹曲面領域内の境界層流体が主にその領域の下流端側から流出したものと考えられる(Fig.12). この小さい方の高損失領域の存在により、 $Y/H=0.1$  から  $Y/H=0.2$  の間で、Type 2 の損失が Type 1 より増加していると考えられる(Fig.21(d)). また、Type 3 の P7 の同位置においても同様の挙動が確認できるが(Figs.19(c), 21(d)), 両高損失領域は共に Type 2 のものより拡大している。

Hub 側 Endwall から Midspan までを対象とした全圧損失係数の断面質量平均値から(Fig.23), 翼列下流の P7 において、Type 2 が最も損失が小さい。これは、適用した凹凸形状により翼間圧力勾配が低減され、流路渦を構成する翼間内の横断流が弱められたためと考えられる。しかしながら、Type 3 が最も損失が大きくなっている。これは、Type 3 は Type 2 に比べて、翼間圧力勾配の低減効果により流路渦は弱めていると考えられるが、負圧面側の凹曲面領域内からの境界層流体の流出が Type 2 よりも強いと考えられる(Fig.23). しかし、この原因を解明するには更なる凹凸の起伏の最大最小値を細かく設定して調査する必要があると考えられる。

以上の結果から、本研究で提案した凹凸形状の曲面を有する非軸対称 Endwall は、前述の翼間圧力勾配の低減効果により流路渦を弱めることが分かった。また、負圧面側の凹曲面領域内の境界層流体の流出が損失を増加させることが示唆された。最終的に本研究で提案した Type 2 の非軸対称 Endwall が二次流れ損失低減に最も有効であることが分かった。

## 7. 結論

本研究により以下の結論を得た。

- (1) 本研究で提案した非軸対称 Endwall を設計するための形状コントロール関数は、凹凸曲面を規定する複数のパラメータが単一の式にまとめられているため、その形状を系統的に設計するのに有効である。
- (2) 本研究で設計した凹凸形状の曲面を有する非軸対称 Endwall は、凹曲面の最低点と凸曲面の最高点を結ぶ領域付近の翼間圧力勾配を低減させることができる。
- (3) 本研究で設計した非軸対称 Endwall は、翼間圧力勾配の低減効果により流路渦を構成する翼間内下流側の Endwall 上の横断流を弱める。
- (4) 凹曲面領域内の境界層流体は、主にその領域の下流端側から流出すると同時に流路渦に引き込まれることにより損失を増加させる。また、この現象は凹曲面の最低点の深さに影響を受ける

- (5) 本研究においては、Type 2 の非軸対称 Endwall が二次流れ損失低減に対して最も有効である。
- (6) 非軸対称 Endwall の形状最適化には、凹曲面と平面、凸曲面と平面のそれぞれの境界部分の曲率により生じる圧力の増減を抑制するために、凹凸形状の分布範囲を最適化する必要がある。

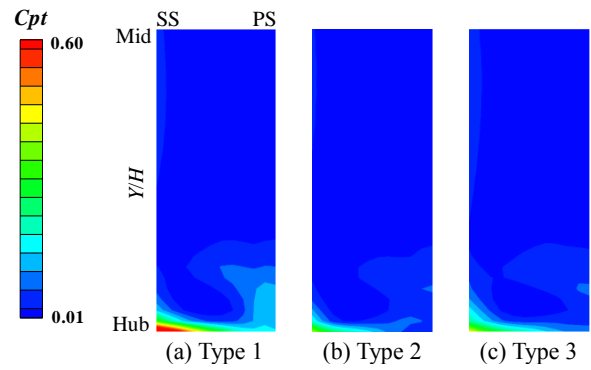


Fig.16 Distribution of  $C_{sk}$  (P5)

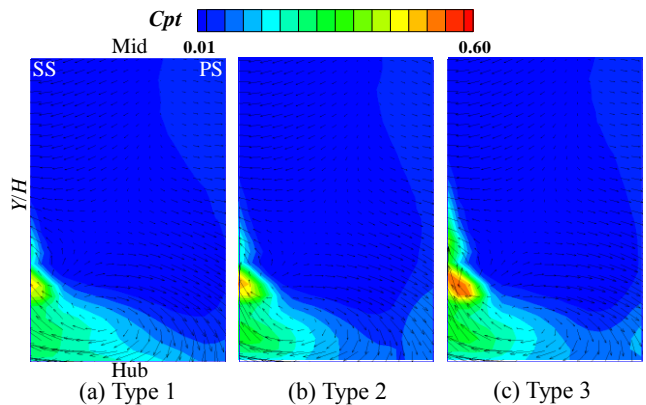


Fig.17 Distribution of  $C_{pt}$  and Secondary velocity vector (P6)

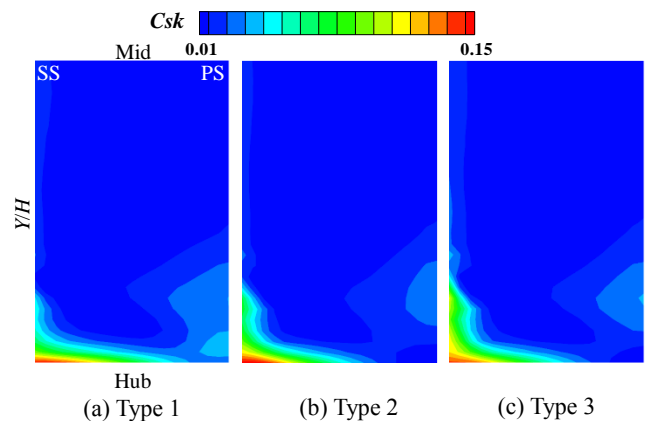


Fig.18 Distribution of  $C_{sk}$  (P6)



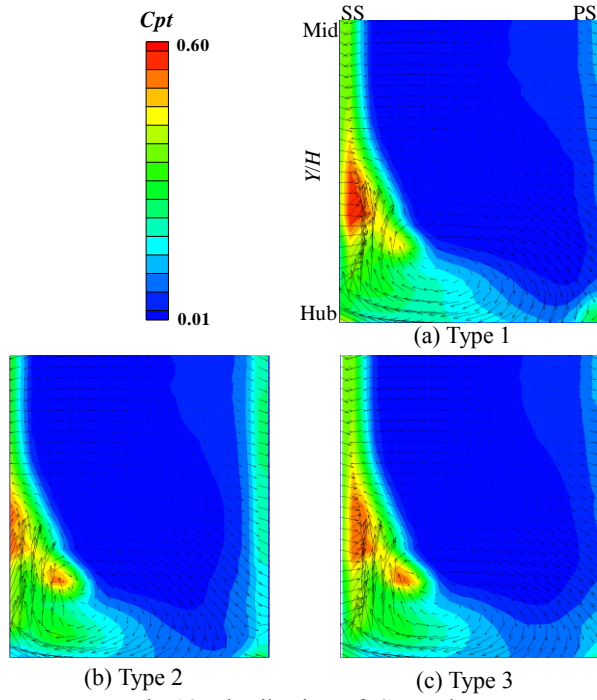


Fig.19 Distribution of  $C_{pt}$  and Secondary velocity vector (P7)

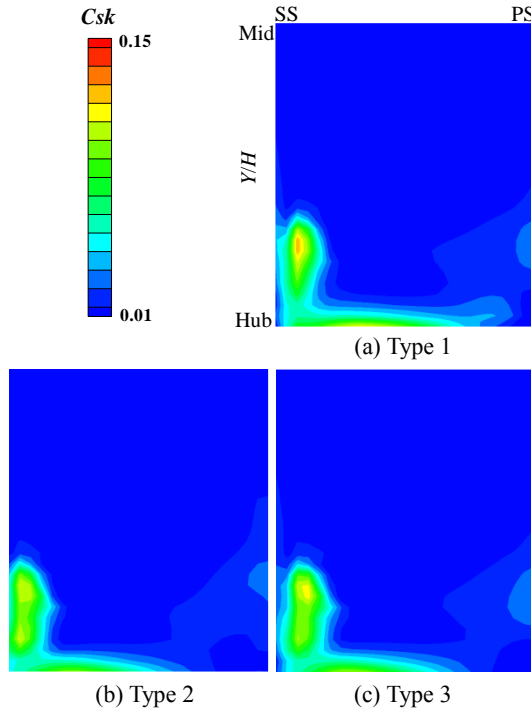


Fig.20 Distribution of  $C_{sk}$  (P7)

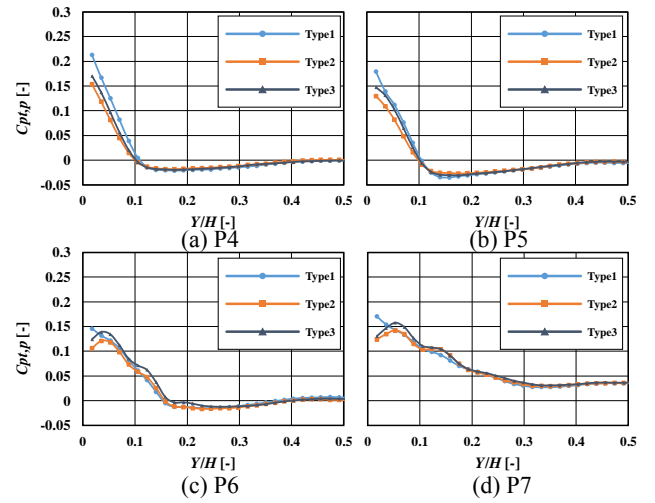


Fig.21 Pitchwise mass-averaged  $C_{pt}$

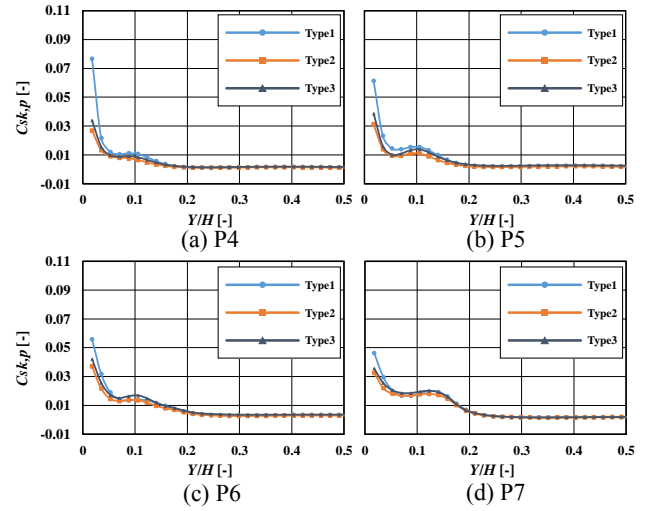


Fig.22 Pitchwise mass-averaged  $C_{sk}$

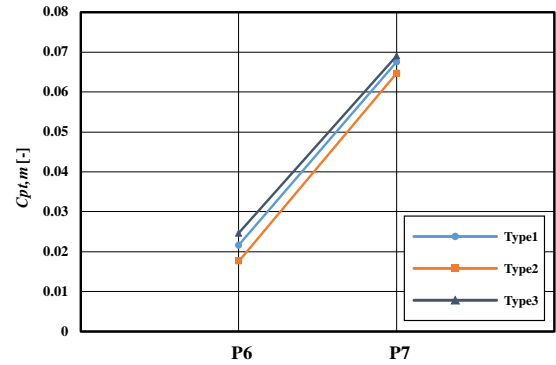


Fig.23 Sectional mass-averaged  $C_{pt}$

### 参考文献

- 1) Hartland, J, C, Gregory-Smith, D, G, and Rose, M, G (1998), Non-axisymmetric Endwall Profiling in a Turbine Rotor Blade, ASME, 98-GT-525.
- 2) Li, G, J, Ma, X, Y, and Li, J, (2005), Non-axisymmetric Turbine Endwall Profiling and Numerical Investigation of Its Effect on the Turbine Cascade Loss, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 710049.
- 3) Poehler, T, Niewoehner, J, Jeschke, P, and Guendogdu, J, (2014), Investigation of Non-axisymmetric Endwall Contouring and 3D airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine, ASME, GT2014-56784.
- 4) Sendden, G, Dunn, D, Ingram, G, and Gregory-Smith, D, (2010), ASME, GT2010-22006.
- 5) Yamamoto, A, (1986), Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascade, ASME, 86-GT-185.